

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **05196125 A**

(43) Date of publication of application: **06.08.93**

(51) Int. Cl.

F16H 61/00
F16H 9/00
F16H 63/30
G05D 16/00
// F16H 59:04
F16H 59:36
F16H 63:04

(21) Application number: **03320446**

(22) Date of filing: **04.12.91**

(71) Applicant: **MAZDA MOTOR CORP**

(72) Inventor: **SAWAZAKI TOMOO**
DOI JUNICHI

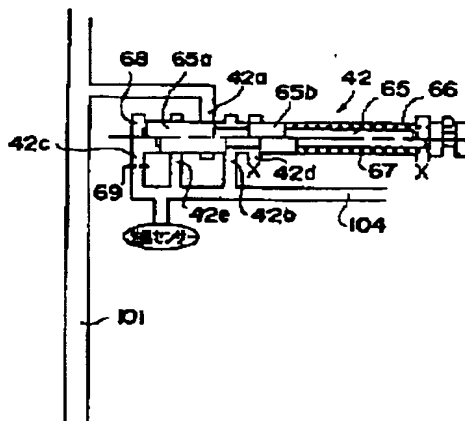
(54) **PRESSURE REDUCING VALVE**

COPYRIGHT: (C)1993,JPO&Japio

(57) Abstract

PURPOSE: To provide a precise pressure reducing function by providing a port fed with the output pressure between an input port fed with main pressure and a feedback port.

CONSTITUTION: An input port 42a fed with the high line pressure of a line 101, an output port 42b feeding the reduced output pressure to a line 104, a feedback port 42c feeding the output pressure to a pilot pressure chamber 68 via an orifice 69, and a drain port 42d are provided, and an output feed port 42e directly fed with the output pressure not via the orifice 69 is provided between the input port 42a and the feedback port 42c. The constant reduced output pressure (reducing pressure) corresponding to the energizing force of a spring 67 is obtained, the operating oil is prevented from leaking into the pilot pressure chamber 68 through a gap between the inner periphery of a valve cylinder 66 and the outer periphery of a spool 65 from the input port 42a, thereby a precise pressure reducing function by a pressure reducing valve 42 is obtained.



(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 5 - 1 9 6 1 2 5

(43) 公開日 平成5年(1993)8月6日

(51) Int. Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H	61/00	8207 - 3 J		
	9/00			
	63/30	9138 - 3 J		
G 0 5 D	16/00	A 7314 - 3 H		
// F 1 6 H	59:04	8207 - 3 J		
審査請求 未請求 請求項の数 4				(全 8 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平3-320446

(22) 出願日 平成3年(1991)12月4日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 沢崎 朝生

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 土井 淳一

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(74) 代理人 弁理士 柳田 征史 (外1名)

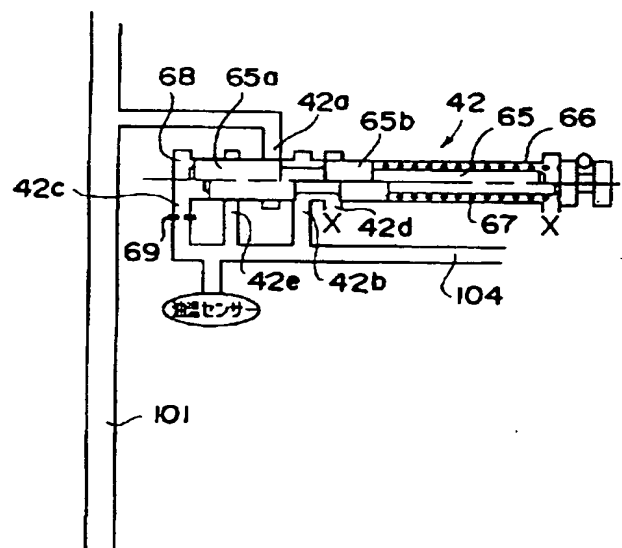
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 減圧バルブ

(57) 【要約】

【目的】 元圧が供給される入力ポートと、前記元圧が所定圧まで減圧された出力圧を発生する出力ポートと、前記出力圧がスプールの一端に供給されるフィードバックポートとを備えた減圧バルブにおいて、入力ポートからフィードバックポート側への作動油のリークを防止して、精度の良い減圧機能を得る。

【構成】 減圧バルブ42の入力ポート42a とフィードバックポート42c との間に、出力圧が供給される出力圧供給ポート42e を設ける。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 元圧が供給される入力ポートと、前記元圧が所定圧まで減圧された出力圧を発生する出力ポートと、前記出力圧がスプールの一端に供給されるフィードバックポートとを備えた減圧バルブにおいて、前記入力ポートと前記フィードバックポートとの間に、前記出力圧が供給される出力圧供給ポートを設けてなることを特徴とする減圧バルブ。

【請求項2】 前記入力ポートに供給される元圧は、ポンプ油圧が調圧バルブによって調圧されて生成したライン圧であり、前記出力ポートから発生する出力圧が、油圧制御回路に含まれる他の調圧バルブのパイロット圧の元圧とされることを特徴とする請求項1記載の減圧バルブ。

【請求項3】 前記油圧制御回路が、油圧により有効径を変更制御される2つのプーリと、該2つのプーリ間に懸装されたベルトとを備えたベルト式無段変速機のための油圧制御回路よりなることを特徴とする請求項2記載の減圧バルブ。

【請求項4】 前記プーリを前記ベルトに押付ける押付圧を発生する油圧室が単室型油圧室よりなることを特徴とする請求項3記載の減圧バルブ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は油圧制御回路に用いられる減圧バルブに関し、特に油圧で作動するベルト式無段変速機の油圧制御回路に用いるのに好適な減圧バルブに関する。

【0002】

【従来の技術】 従来より、流体継手を介して得られたエンジン出力を、所定の変速比で車輪に伝達するように構成された油圧作動式変速機の油圧制御回路においては、ポンプ圧を調圧バルブ（プレッシャレギュレータバルブ）で調圧して生成させたライン圧を、減圧バルブで所定圧に減圧して、他の調圧バルブを制御するパイロット圧の元圧としている。

【0003】 上記減圧バルブは、例えば特開昭62-4958号公報に開示されているように、バルブシリンダ内に摺動自在に設けられたスプールと、このスプールの一端とバルブシリンダの一端との間に縮装されて該スプールの一方に付勢するスプリングと、高压のライン圧が供給される入力ポートと、上記ライン圧が所定圧まで減圧された出力圧を発生する出力ポートと、上記スプールに対して上記スプリング側とは反対側から上記出力圧を作用させるべく、出力圧をオリフィスを介してフィードバックするフィードバックポートを設けたパイロット圧室と、ドレンポートとを備えた構成を有する。

【0004】 このような減圧バルブでは、スプリングの付勢力に基づいて設定された出力圧が所定値よりも低下すると、スプリングの付勢力がパイロット圧室内の油圧

よりも高くなるから、スプールがパイロット圧室側へ移動して、出力ポートが入力ポートに連通する。したがって出力ポートにライン圧が導入され、出力圧が上昇する。すると、パイロット圧室内の油圧がスプリングの付勢力よりも高くなって、スプールが戻され、出力ポートがドレンポートに連通し、出力圧を低下させる。そしてこのような動作の反復によって、スプリングの付勢力に応じた一定の出力圧（レデュースング圧）が得られるようになっている。

10 【0005】 また、上記特開昭62-4958号公報には、油圧で作動するベルト式無段変速機が開示されている。この無段変速機は溝幅の変更可能なほぼV字状の断面形状を有するベルト受溝をそれぞれ備えたプライマリプーリおよびセカンダリプーリと、これら両プーリ間に懸装されたベルトとを有し、上記プライマリプーリが変速比制御用プーリとして機能し、上記セカンダリプーリがベルト張力調整用プーリとして機能する。そして両プーリのベルト受溝の溝幅が油圧によって相対的に変更されることによって、連続的な変速を行なうようになっている。

20 【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところで油圧制御回路において用いられるスプールバルブでは、バルブシリンダ内におけるスプールの円滑な摺動を許容するため、バルブシリンダの内周面とスプールの外周面との間に10～20μm程度のギャップが設けられている。

【0007】 ところが、前述の減圧バルブでは、高压のライン圧が供給される入力ポートと、ライン圧から減圧された出力圧をオリフィスを介してパイロット室へ供給するフィードバックポートとが互いに隣接して設けられているため、作動油が入力ポートから上記ギャップを通じてパイロット圧室内へリークし、これによってパイロット圧室内の油圧を上昇させることになる。すなわち、パイロット圧室内の油圧が出力圧よりも上昇すると、スプールがスプリングの付勢力に抗して出力ポートをドレンポートに連通させる方向に移動して、出力圧を設定圧よりも低下させるという問題があった。

【0008】 特に、通常の自動変速機の油圧制御回路におけるライン圧の最高値が10kg/cm²程度であるのに対し、ベルト式無段変速機では、そのセカンダリプーリの油圧室が単室型の場合、最高35kg/cm²までの高いライン圧を必要とするため、減圧バルブ内における作動油のリーク量が増大し、これによって減圧バルブの制御精度を著しく低下させることになった。

【0009】 このため、従来より、減圧バルブの入力ポートとフィードバックポートとの間にドレンポートを介在させ、これによって入力ポートからパイロット圧室への作動油のリークを防止することも提案されたが、この場合は、パイロット圧室内の作動油がドレンポート側へリークして、パイロット圧室内の油圧を低下させ、その結果、出力圧が設定圧よりも上昇してしまうという新た

な問題を生じ、根本的な解決策とはならなかった。

【0010】本発明はこのような課題に鑑み、作動油のリークによるパイロット圧室の油圧の変動を抑圧して、制度の良い減圧機能を得ることができる減圧バルブを提供することを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明による減圧バルブは、元圧が供給される入力ポートと、減圧された出力圧が供給されるフィードバックポートとの間に、上記出力圧が供給される出力圧供給ポートを設けてなることを特徴とする。

【0012】

【作用および効果】本発明によれば、高压の元圧が供給される入力ポートと、減圧された出力圧が供給されるフィードバックポートとの間に、出力圧の供給されるポートが設けられていることにより、入力ポートからパイロット圧室への作動油のリークがほとんどゼロとなる。また、入力ポートとフィードバックポートとの間にドレンポートを設けた場合のようなパイロット圧室からドレンポートへの作動油のリークも無くなるから、精度の良い減圧機能が得られる効果がある。

【0013】

【実施例】以下、本発明による減圧バルブを油圧作動式無段変速機の油圧制御回路に適用した場合の実施例について図面に基づいて説明する。

【0014】図2は、無段変速機Zの全体構成を示すスケルトン図である。この無段変速機Zは、前輪駆動用の無段変速機であって、エンジンAの出力軸1に連結されたトルクコンバータBと、前後進切替機構Cとベルト伝導機構Dと、減速機構Eと、差動機構Fとを備えている。

【0015】トルクコンバータBは、図3に具体的に示されているように、エンジン出力軸1に結合されたポンプカバー7の一側部に固定されてこのエンジン出力軸1と一体的に回転するポンプインペラ3と、このポンプインペラ3と対向するようにして、ポンプカバー7内の空間に回転自在に設けられたタービンランナ4と、ポンプインペラ3とタービンランナ4との間に介設されてトルク増大作用を行なうステータ5とを有している。また、タービンランナ4は、タービン軸2を介して後述する前後進切替機構Cの入力メンバであるキャリア15に連結され、ステータ5は、ワンウェイクラッチ8およびステータ軸9を介してミッションケース19に連結されている。

【0016】さらに、タービンランナ4とポンプカバー7との間には、ロックアップクラッチが配置されている。このロックアップクラッチは、タービン軸2に対し軸方向へ移動可能にスプライン結合されたピストン6を備えており、このピストン6がコンバータカバー7内の空間を、タービン5側のコンバータリヤ室7aとコンバータカバー7側のコンバータフロント室10とに区分してい

る。そしてコンバータフロント室10内への油圧の導入あるいは排出により、コンバータフロント室10内の油圧とコンバータリヤ室7a内の油圧との差圧に応じてポンプカバー7と接触してこれと一体化されるロックアップ状態と、ポンプカバー7から離間するコンバータ状態とを選択的に実現するようになっている。そして、ロックアップ状態では、エンジン出力軸1とタービン軸2とが、流体を介することなく直結され、コンバータ状態では、エンジントルクがエンジン出力軸1から流体を介してタービン軸2側に伝達される。

【0017】前後進切替機構Cは、トルクコンバータBのタービン軸2の回転をそのままベルト伝導機構D側に伝達する前進状態と、ベルト伝導機構Dに逆転状態で伝達する後進状態とを選択的に設定するものであり、本実施例においては、この前後進切替機構Cが、ダブルピニオン式のプラネタリギヤユニットで構成されている。すなわち、タービン軸2にスプライン結合されたキャリア15には、サンギヤ12に噛合する第1ピニオンギヤ13と、リングギヤ11に噛合する第2ピニオンギヤ14とが取り付けられている。なお、サンギヤ12はベルト伝導機構Dのプライマリ軸22に対してスプライン結合されている。

【0018】さらに、リングギヤ11とキャリア15との間には、この両者を断接するフォワードクラッチ16が介設され、またリングギヤ11とミッションケース19との間には、リングギヤ11をミッションケース19に対して選択的に固定するためリバースクラッチ（またはブレーキ）17が介設されている。

【0019】したがって、フォワードクラッチ16を締結してリバースクラッチ17を開放した状態においては、リングギヤ11とキャリア15とが一体化されるとともに、リングギヤ11がミッションケース19に対して相対回転可能とされるため、タービン軸2の回転はそのまま同方向回転としてサンギヤ12からプライマリ軸22側に出力される（前進状態）。

【0020】これに対して、フォワードクラッチ16を開放してリバースクラッチ17を締結した状態においては、リングギヤ11がミッションケース19側に固定されるとともに、リングギヤ11とキャリア15とが相対回転可能となるため、タービン軸2の回転は、第1ピニオンギヤ13と第2ピニオンギヤ14とを介して反転された状態で、サンギヤ12からプライマリ軸22側に出力される（後進状態）。

【0021】すなわち、この前後進切替機構Cにおいては、フォワードクラッチ16とリバースクラッチ17との選択作動により、前後進の切替が行なわれる。

【0022】ベルト伝導機構Dは、上述した前後進切替機構Cの後方側に同軸状に配置されたプライマリプーリ21と、このプライマリプーリ21に対して離間配置されたセカンダリプーリ31との間に、ベルト20が懸装されて構成されている。

【0023】上記プライマリプリー21は、図3にも示されているように、前後進切替機構Cのサンギヤ12に一方の軸端部がスプライン結合されたプライマリ軸22上に、所定径を有する固定円錐板23をプライマリ軸22と一体的に備え、また可動円錐板24をプライマリ軸22の軸方向に移動可能に備えている。そして固定円錐板23の円錐状摩擦面と可動円錐板24の円錐状摩擦面とによって、ほぼV字状の断面形状を有するベルト受溝21aが形成されている。

【0024】また、可動円錐板24の外側面24a側には、円筒状のピストン25が固定されており、このピストン25は、プライマリ軸22側に固定されたシリンダ26の内周面に油密的に嵌挿されている。そしてこのピストン25とシリンダ26と可動円錐板24とによって、単室型のプライマリ油圧室27が構成されている。このプライマリ油圧室27には後述する油圧回路から油圧が導入される。

【0025】プライマリプリー21は、プライマリ油圧室27内に導入される油圧により、その可動円錐板24を軸方向に移動させて固定円錐板23との間隔を増減し、ベルト受溝21aの溝幅を変えることにより、プライマリプリー21に対するベルト20の巻付き半径、すなわちプリー21の有効半径を調整するようになっている。

【0026】セカンダリプリー31は、基本的には、上述したプライマリプリー21と同様の構成を有するものであり、図4にも示されているように、プライマリ軸22に対して離間して平行配置されたセカンダリ軸32上に、固定円錐板33をセカンダリ軸32と一体的に備え、また可動円錐板34をセカンダリ軸32の軸方向に移動可能に備えている。そして固定円錐板33の円錐状摩擦面と可動円錐板34の円錐状摩擦面とによって、ほぼV字状の断面形状を有するベルト受溝31aが形成されている。

【0027】さらに、可動円錐板34の外側面34a側には、円筒状のシリンダ35が固定されており、このシリンダ35の内側面側には、セカンダリ軸32に固定されたピストン36が油密的に嵌挿されている。そしてこのピストン36とシリンダ35と可動円錐板34とによって、単室型のセカンダリ油圧室37が構成されている。このセカンダリ油圧室37には、プライマリ油圧室27と同様に、油圧回路から油圧が導入される。

【0028】このセカンダリプリー31も、プライマリプリー21と同様に、セカンダリ油圧室37内に導入される油圧により、その可動円錐板34を軸方向に移動させて固定円錐板33との間隔を増減し、ベルト受溝31aの溝幅を変更することにより、ベルト20の巻付き半径、すなわちプリー31の有効半径を調整するようになっている。なお、可動円錐板34の受圧面積は、プライマリプリー21の可動円錐板24のそれよりも小さくなるように設定されている。

【0029】減速機構Eおよび差動機構Fについては、従来公知の構造であるために、その説明は省略する。

【0030】次にこの無段変速機Zの動作について説明する。エンジンAからトルクコンバータBを介して伝達されるトルクは、前後進切替機構Cにおいて、その回転方向が前進方向あるいは後進方向に設定された状態でベルト伝導機構Dに伝達される。

【0031】ベルト伝導機構Dにおいては、プライマリプリー21のプライマリ油圧室27内への作動油の導入あるいは排出によってプライマリプリー21の有効半径を調整すると、このプライマリプリー21に対して、ベルト20を介して連動連結されたセカンダリプリー31において、それに追従した状態で、セカンダリプリー31の有効半径が調整される。そしてこのプライマリプリー21の有効半径とセカンダリプリー31の有効半径との比により、プライマリ軸22とセカンダリ軸32との間の変速比が決定される。

【0032】このセカンダリ軸32の回転は、さらに、減速機構Eにより減速された後、差動機構Fに伝達され、この差動機構Fから前車軸に伝達される。

【0033】次に、油圧制御回路について図4～図6を参照して説明すると、この油圧制御回路は、上述した無段変速機ZにおけるトルクコンバータBと、前後進切替機構Cのフォワードクラッチ16およびリバースクラッチ17と、ベルト伝導機構Dのプライマリプリー21を作動させるプライマリ油圧室27と、セカンダリプリー31を作動させるセカンダリ油圧室37とに対して、制御された油圧を供給するためのものである。油圧回路全体の元圧の供給源は、エンジンAによって駆動されるオイルポンプ40である。

【0034】油圧制御回路は、ライン圧を調圧する調圧バルブ41、減圧バルブ42、変速比制御バルブ43、フェイルセーフ用の変速比ホールドバルブ44、変圧バルブ45、クラッチバルブ46、マニュアルバルブ47、コンバタリリーフバルブ48、アキュムレータ制御バルブ49、ロックアップシフトバルブ50、ロックアップ制御バルブ51等を備えている。

【0035】変速比制御バルブ43は、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52により直接制御され、変速比ホールドバルブ44はオン／オフ型ソレノイドバルブ53により直接制御される。変圧バルブ45はデューティソレノイド54によって直接制御され、かつ調圧バルブ41を制御する。ロックアップシフトバルブ50およびロックアップ制御バルブ51は、オン／オフ型ソレノイドバルブ55およびデューティソレノイドバルブ56で制御されるようになっている。

【0036】オイルポンプ40から吐出される作動油は、まず調圧バルブ41によって所定のライン圧に調圧された上で、ライン101を介してセカンダリ油圧室37に供給され、セカンダリプリー31のベルト押付圧を形成する。また、ライン圧はライン102を通じてクラッチバルブ46に供給され、ここで所定の圧力に調圧（減圧）された上

で、ライン103 を通じてマニュアルバルブ47に送られる。

【0037】減圧バルブ42は、ライン圧を減圧して、変圧バルブ45、変速比制御バルブ43、変速比ホールドバルブ44のパイロット圧の元圧をライン104 上に生成する。この元圧から、エンジンの出力トルクおよび変速比に応じたデューティ比をもって開閉されるデューティソレノイドバルブ54によって変圧バルブ45のパイロット圧が生成され、変圧バルブ45で調圧された油圧（モデファイヤ圧）がライン112 を通じて調圧バルブ41にパイロット圧として供給され、エンジンの出力トルクおよび変圧比に応じたライン圧が得られるようになっている。

【0038】変速比制御バルブ43は、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52によって制御されて、オリフィス61を介して供給されるライン圧からプライマリプリー21作動用の油圧をライン105 上に導出する。このライン105 上の油圧は、変速比ホールドバルブ44およびライン106 を通じてプライマリ油圧室27に供給される。

【0039】変速比ホールドバルブ44は、非励磁時にドレン状態となるオフドレンタイプのオン／オフ型ソレノイドバルブ53により制御される。そしてソレノイドバルブ53のオン（励磁）状態では、プライマリ油圧室27に連通しているライン106 がライン105 と連通し、オフ（非励磁）状態ではライン105 と106 との連通が遮断される。すなわち、ソレノイドバルブ53の非励磁状態では、プライマリ油圧室27内の圧力が保持され、変速比が固定される。

【0040】また、ソレノイドバルブ53に通電されて変圧比ホールドバルブ44がライン105と106 を連通させている状態にあるとき、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52がオン状態にあれば、プライマリ油圧室27内の作動油はライン106 , 105, 107 からリリーフボール60を経てドレンされ、プライマリ油圧室27には油圧が発生しない。一方、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52のオフ状態では、ドレン通路であるライン107 が閉じられるとともに、ライン圧がオリフィス61を介して変速比制御バルブ43内に入り、ライン105 , 106 を通じてプライマリ油圧室27内に導入される。したがってプライマリ・デューティソレノイドバルブ52のデューティ比に応じた開口率で変速比制御バルブ43が開くことになる。そしてこの場合、作動油がオリフィス61を介してプライマリ油圧室27内へ供給されることにより、プライマリ油圧室2内での急激な圧力上昇は防止される。

【0041】前進状態では、クラッチバルブ46で減圧された油圧（クラッチ圧）がライン103 、マニュアルバルブ47およびライン108 を通じてフォワードクラッチ16に供給されてフォワードクラッチ16が締結され、リバースクラッチ107 の油圧はライン109 を通じて開放される。これに対して、後進状態では、ロックアップ制御バルブ51が非ロックアップ状態にある限りにおいて、クラッチ

圧がライン103 、マニュアルバルブ47、ライン110 および109 を通じてリバースクラッチ17に供給されてリバースクラッチ17が締結され、フォワードクラッチ16の油圧はライン108 を通じて解放される。ライン108 , 109 には、アキュムレータ制御バルブ49によって背圧を制御されるアキュムレータ62, 63がそれぞれ接続されている。

【0042】すなわち、アキュムレータ62, 63の背圧室62a , 63a にはアキュムレータ制御バルブ49の出力圧が供給されるようになっており、このアキュムレータ制御バルブ49のパイロット圧として、変圧バルブ45下流のライン112 上の制御圧、すなわち調圧バルブ41のパイロット圧が導入される。前述のように、変圧バルブ45はエンジンの出力トルクおよび変圧比に応じたデューティ比をもって開閉されるデューティソレノイドバルブ54によって制御されるから、アキュムレータ制御バルブ49は、ライン108 および109 上に設けられたアキュムレータ62および63の背圧を制御することによって、クラッチ16および17を締結する棚圧をエンジンの出力トルクおよび変速比に対応するレベルをもって生成し、これによってクラッチ16, 17における締結ショックを緩和している。

【0043】一方、調圧バルブ41におけるライン圧の調圧動作によって発生する余剰油が排出ポートからライン114 上に排出されて、コンバタリリーフバルブ48に供給され、このバルブ48からライン115 に導出された作動油が、クラッチバルブ46からライン116 およびオリフィス82を介してライン115 に供給される作動油とともにトルクコンバータBに供給される。そしてトルクコンバータB内の油圧が所定値よりも上昇しようとする、コンバタリリーフバルブ48が作動油をリリーフして油圧の上昇を防止するようになっている。

【0044】トルクコンバータBのロックアップ制御機構は、ロックアップシフトバルブ50およびロックアップ制御バルブ51と、オン／オフ型ソレノイドバルブ55およびデューティソレノイドバルブ56とを備えた通常のロックアップ機構であって、ライン120 を通じてトルクコンバータBのコンバタリヤ室7aに作動油が供給されるとともに、コンバタリヤ室7a内の作動油がライン121 を通じてオイルクーラ64に案内される。また、ライン122 を通じてコンバタフロント室10に油圧が供給され、かつ必要に応じてコンバタフロント室10内の作動油がライン122 を通じて排出され、これによって、ロックアップピストン6がポンプカバー7に接触してこれと一体化されるようになっている。

【0045】以上が本発明による減圧バルブを備えた無段変速機の油圧制御回路の全体構成であるが、次にその減圧バルブ42の構成について、図1を参照しながらさらに詳細に説明する。

【0046】図1において、減圧バルブ42は、ランド65a , 65b を備えてバルブシリンダ66内に摺動自在に設けられたスプール65と、このスプール65のランド65b の右

端とバルブシリンダ66の右端との間に縮装されてスプール65を左方に付勢するスプリング67と、バルブシリンダ66の左端に設けられたパイロット圧室68とを有する。また、ライン101の高圧のライン圧が供給される入力ポート42aと、ライン104に減圧された出力圧を供給する出力ポート42bと、パイロット圧室68に対し出力圧をオリフィス69を介してフィードバックするフィードバックポート42cと、ドレンポート42dとを備えている。さらに入力ポート42aとフィードバックポート42cとの間に、出力圧がオリフィスを介することなしに直接供給される出力供給ポート42eを備えている。

【0047】以上の構成において、出力圧がスプリング67の付勢力に基づく設定圧を保っているときは、スプリング67の付勢力とパイロット圧室68内の油圧とがバランスして、スプール65は、出力ポート42bが入力ポート42aにもドレンポート42dにも連通しない状態（図1の上半分の状態）を保つことになるが、出力圧が所定値よりも低下すると、パイロット圧室68内の油圧がスプリング67の付勢力よりも低くなるから、スプール65が図の左方へ移動して、出力ポート42bを入力ポート42aに連通させる。このため、出力ポート42bにライン圧が導入されて出力圧が上昇する。その結果、パイロット圧室68内の油圧がスプリング67の付勢力よりも高くなって、スプール65が図の右方へ移動し、入力ポート42aを閉じるとともに、出力ポート42bをドレンポート42dに連通させるから（図1の下半分の状態）、出力圧が低下する。そしてこのような動作を反復することにより、スプリング67の付勢力に応じた一定の減圧された出力圧（レデュースング圧）が得られることになる。

【0048】そしてこの場合、図1から明らかなように、ライン圧が供給される入力ポート42aと、出力圧がオリフィス69を介してパイロット圧室68にフィードバックされるフィードバックポート42cとの間に、出力圧供給ポート42eが設けられていることにより、入力ポート42aから、バルブシリンダ66の内周面とスプール65の外周面との間のギャップを通じて作動油がパイロット圧室68内へリークするのが防止され、これによって減圧バルブ42による高精度の減圧機能が得られることになる。

【0049】なお、本実施例は、減圧バルブ42をベルト式無段変速機の油圧制御回路に適用した場合であるが、これに限定されるものではなく、他の種々の油圧制御回

路の減圧バルブにも本発明を適用できることは容易に理解されるであろう。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による減圧バルブの構成を示す図

【図2】本発明による減圧バルブを備えた油圧制御回路によって制御されるベルト式無段変速機の機械的構成を示すスケルトン図

【図3】同無段変速機のトルクコンバータ、前後進切替機構およびプライマリプーリの具体的構成を示す図

【図4】同無段変速機のセカンダリプーリの具体的構成および油圧制御回路の左方部分を示す図

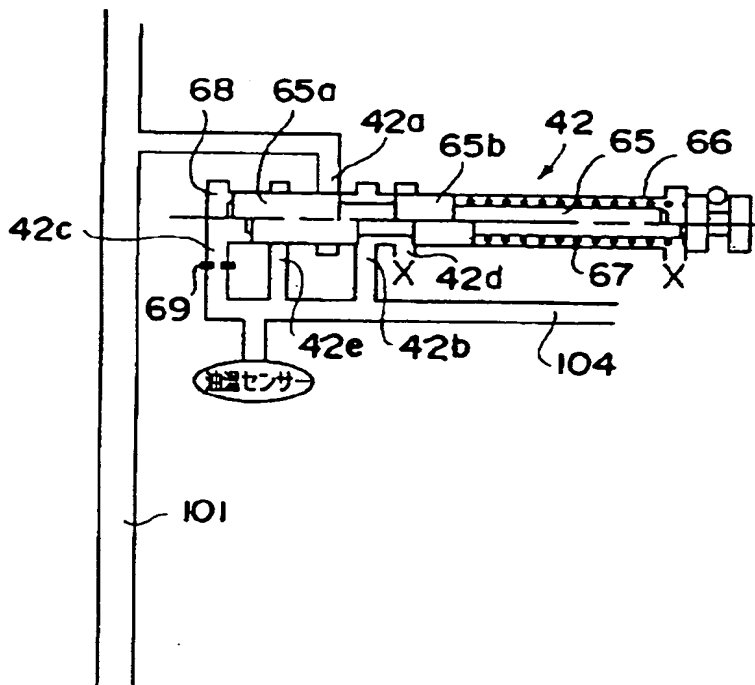
【図5】同油圧制御回路の中央部分を示す図

【図6】同油圧制御回路の右方部分を示す図

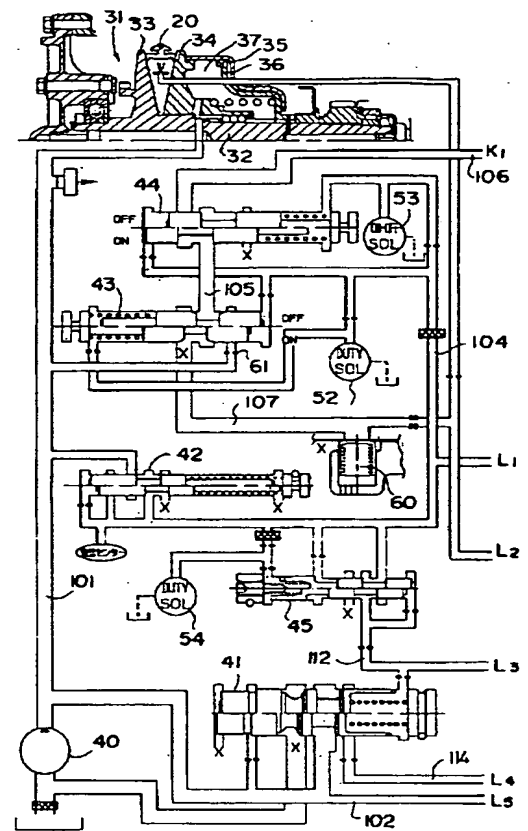
【符号の説明】

6	ロックアップピストン
7	ポンプカバー
7a	コンバータリヤ室
10	コンバータフロント室
16	フォワードクラッチ
17	リバースクラッチ
20	ベルト
21	プライマリプーリ
22	プライマリ軸
27	プライマリ油圧室
31	セカンダリプーリ
32	セカンダリ軸
37	セカンダリ油圧室
41	調圧バルブ
42	減圧バルブ
43	変速比制御バルブ
44	変速比ホールドバルブ
45	変圧バルブ
46	クラッチバルブ
47	マニュアルバルブ
48	コンバータリリーフバルブ
49	アキュムレータ制御バルブ
50	ロックアップシフトバルブ
51	ロックアップ制御バルブ
52, 54, 56	デューティソレノイドバルブ
53, 55	オン／オフ型ソレノイドバルブ

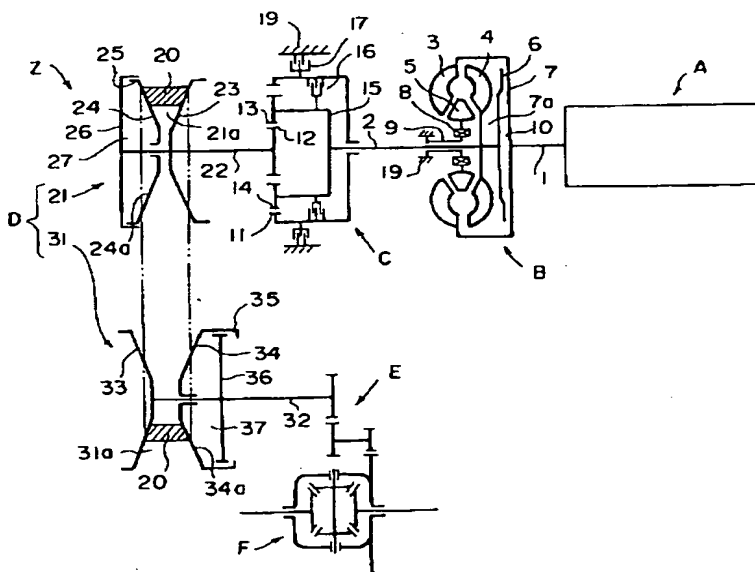
【図1】



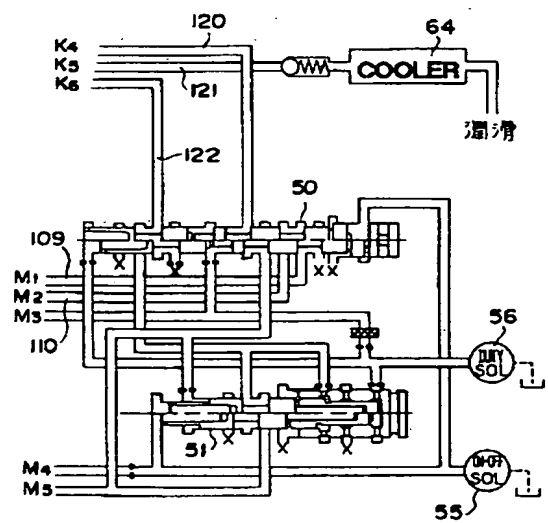
【図4】



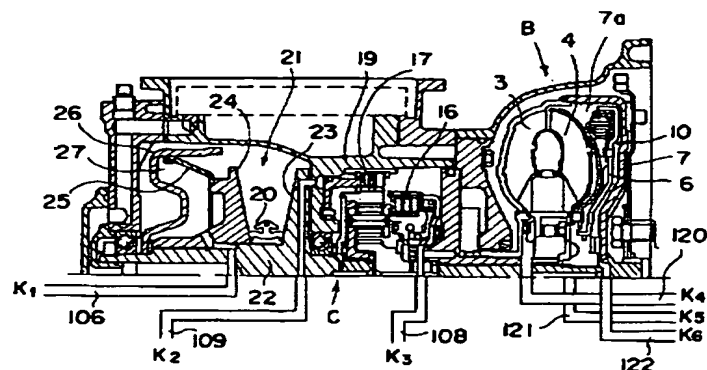
【図2】



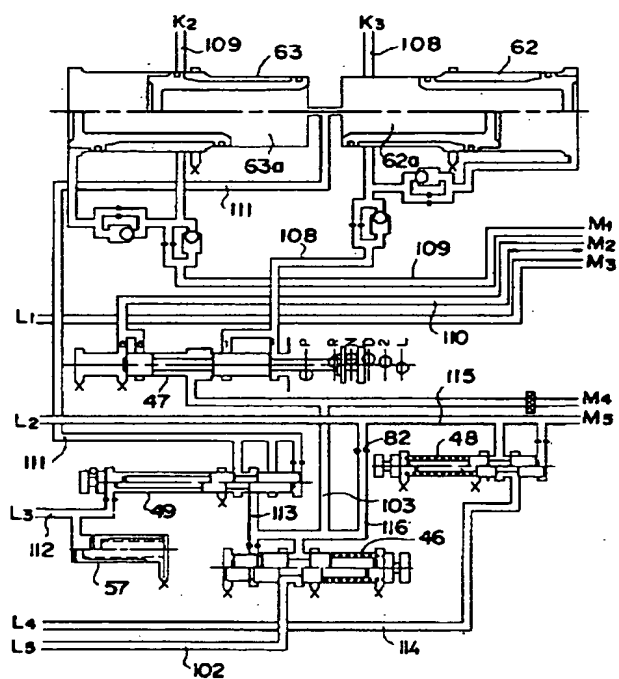
【図6】



【図3】



【図5】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 H 59:36
63:04

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

8207-3 J
9138-3 J